

PAT-NO: JP404057690A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 04057690 A

TITLE: VIBRATION ABSORBER, DRIVING DEVICE, LOAD UNITING ELEMENT  
AND MULTI-SHAFT MECHANISM

PUBN-DATE: February 25, 1992

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

OGISO, TOSHIO

TAJIMA, FUJIO

TAKEMOTO, AKINOBU

KEZUKA, NOBUMOTO

KOBAYASHI, MASARU

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

HITACHI LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP02164124

APPL-DATE: June 25, 1990

INT-CL (IPC): B25J013/00, G05D003/00

US-CL-CURRENT: 414/744.3, 901/20

ABSTRACT:

**PURPOSE:** To simultaneously absorb the vibrations of a vibrating body in plural directions by providing the plural faces of the mounting base of a vibration absorber with cantilever-shaped high damping members.

**CONSTITUTION:** One face of a mounting base 12 formed of a polyhedron, for instance a cubic body, is set on a vibrating body 11, and the one end of a cantilever-shaped high damping member( formed of rubber inserted between metallic plates 14a, 14b) is fixed to a mounting base crossing the single or plural directions of vibrations having a large amplitude at a right angle. A weight 16 is then provided at the other end or any position of the high damping member, and the natural frequency of its primary bending vibration is made to coincide with the resonance frequency or anti-resonance frequency of the

vibration body 11.

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報(A) 平4-57690

⑬ Int. Cl.<sup>5</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成4年(1992)2月25日

B 25 J 13/00  
// G 05 D 3/00

A 8611-3F  
9179-3H

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全17頁)

⑮ 発明の名称 振動吸収装置、駆動装置・負荷結合体、及び多軸機構

⑯ 特 願 平2-164124

⑰ 出 願 平2(1990)6月25日

⑱ 発 明 者 小 木 曾 敏 夫 茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研究所内

⑲ 発 明 者 田 島 不 二 夫 茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研究所内

⑳ 発 明 者 竹 本 明 伸 栃木県下都賀郡大平町富田800番地 株式会社日立製作所栃木工場内

㉑ 発 明 者 毛 塚 伸 元 栃木県下都賀郡大平町富田709番地の2 株式会社日立栃木エレクトロニクス内

㉒ 出 願 人 株式会社日立製作所 東京都千代田区神田駿河台4丁目6番地

㉓ 代 理 人 弁理士 小川 勝男 外1名

最終頁に続く

明 細 書

1. 発明の名称

振動吸収装置、駆動装置・負荷結合体、及び多軸機構

2. 特許請求の範囲

1. 振動体の振動を抑制するため、前記振動体の大振幅振動部に結合される振動吸収装置において、

多面体例えば立方体よりなる取付台の一面を前記振動体に設置し、単数もしくは複数の大振幅振動方向と直交する前記取付台面に片持ちはり形高減衰部材の一端を固定し、前記高減衰部材の他端もしくは任意の位置におもりを設け、その一次の曲げ振動固有周波数を振動体の共振周波数もしくは反共振周波数と一致させることを特徴とする振動吸収装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明はアクチュエータより、直接、もしくは減速機を介して駆動される負荷の高速・高精度動

作を実現可能とするための整定特性の改善とアクチュエータのサーボ特性の安定化をアクチュエータ負荷の著しい増加なく行う振動吸収装置とそれを装着した多軸機構に関する。

(従来の技術)

アクチュエータ、例えば、電動機により、直接、もしくは減速機を介して駆動される負荷の機械共振による電動機サーボ系の不安定特性、及び、動作停止時の不安定挙動を安定化する手段には、

① 電動機制御回路にフィルタを挿入して駆動力指令の機械共振周波数におけるゲイン低減を図る、

② 電動機・負荷結合体の共振周波数の振動モードにおける大振幅振動部に受動部・能動的振動吸収装置(動吸振器)を設けることにより機械的に振動振幅を低減することにより共振周波数におけるゲイン低減を図る、の二つに大別できる。

前者の例は、特開昭60-39397号公報に記載されているように、共振周波数近傍のゲイン特性の

逆特性をもつノッチフィルタを駆動力指令生成部に設けることにより、共振周波数における伝達ゲインの低減を図り、制御ゲインの向上を図る。

また、後者の受動的振動吸収装置を用いた例は、日本機械学会論文集中編第55巻516号(平成元年8月)第2014頁～第2021頁に記載のように、ゴムとおもりを用いた片持ちはり形受動的振動吸収装置の例が述べられていた。また、実開平1-166087号公報に記載のように、ロボットアームの先端に円柱形ゴムとおもりを用いた受動的振動吸収装置を装着した装置が述べられていた。

一方、能動的振動吸収装置を用いた例は、日本機械学会講演論文集№890-26(平成元年6月)第154頁～第155頁に記載のように、片持ちはりの制振のために圧電素子をその側面に設け、はりの曲げ振動の運動方程式に基づき圧電素子に電圧印加を行い、はりの曲げ振動を能動的に抑制する方式が述べられていた。

(発明が解決しようとする課題)

上記第一の従来技術は、ゲイン低減効果に秀れ

大となり、高加減速動作を困難にするという問題がある。また、実際の振動は旋回方向のみでなく上、下方向、半径方向などの振動モードが重畳されたものとなるため、複数方向の制振が必要となる場合があるが、本公知例ではこのような問題について言及されていない問題がある。

また、第三の従来技術はロボットアームの残留振動を低減するためにアーム先端にゴムとおもりよりなる受動的振動吸収装置を設けたものであるが、アーム回転駆動モータの負荷イナーシャの増大となり、ロボットアームの高速動作を妨げる問題がある。

また、第四の従来技術は、片持ちはりの曲げ振動に着目して運動方程式から制振所要力を演算しているが、通常のロボットのように複数アームの多軸機構に適用するには、計算式が複雑となり演算量が膨大となるため制御系のサンプル周期が長くなり、その応答性が劣化する問題がある。

本発明の目的は、駆動装置の負荷イナーシャを著しく増大させることなく、駆動装置・負荷結合

しているものの、ノッチフィルタ伝達特性 $G_F$ が周波数領域( $S$ 領域)で下式で与えられるため、

$$G_F(S) = \frac{S^2 + \omega_n^2}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} \quad \dots (1)$$

ノッチフィルタの中心角周波数 $\omega_n$ よりやや低い角周波数で約 $90^\circ$ の位相遅れがあり、 $\omega_n$ 以上の角周波数では $180^\circ$ 位相進みがあるものの、 $\omega_n$ 以下の角周波数でサーボ系の開ループ伝達特性の位相遅れが $180^\circ$ を超えてサーボ系が不安定化してしまい、帯域幅が狭くなり、制御ゲインを上げられないという問題が生じる可能性があり、特に開ループ伝達ゲインの高い低周波数域にある機械共振点に対して有効な対策とはならない問題がある。

また、第二の従来技術は、ステップモータでアーム状負荷を旋回駆動する場合に、振動振幅の大きいアーム先端にゴムと金属板とおもりからなる片持ちはり状受動的振動吸収装置を設け、制振を図つたものがあるが、アームの先端におもりが設けられているため、モータの負荷イナーシャの増

体の各方向の効果的な制振を行い、駆動装置のサーボ系の安定化を図り、負荷先端作業部の高速・高精度位置決め動作を可能にすることにある。

(課題を解決するための手段)

上記目的を達成するために、本発明は以下の手段を講じた。すなわち、電動機の負荷イナーシャを著しく増大させることなく効果的な制振を行うため、例えば、アーム状負荷の制振を行う場合にはアーム端部に多面体、例えば、立方体形状の取付台を設け、取付台よりアーム根元方向へ先端におもりの設けられた片持ちはり状の振動吸収装置を設ける構成とした。

(作用)

このように構成されることから、本発明の振動吸収装置及びその装着された駆動装置・負荷結合体によれば、次の作用をする。

まず、第34図を用いて電動機の負荷イナーシャを著しく増大させない振動吸収装置の配置について述べる。ここでは駆動装置として外筒回転子型の直接駆動電動機1を用い、負荷として先端に

おもり 4 の設けられたアーム 3 を考える。第 3 4 図はアーム 3 の大振動振幅部に先端におもりの設けられた片持ちはり状振動吸収装置 6 を設けた駆動装置・負荷結合体の斜視図を示している。

振動吸収装置のおもり質量  $m_o$ 、振動吸収装置取付部質量  $m_i$ 、電動機重心からおもりまでの距離  $l_o$ 、電動機重心から振動吸収装置取付部までの距離  $l_i$  とすると、振動吸収装置のはり部分の質量は  $m_o$ 、 $m_i$  と比して小さいことから振動吸収装置を取り付けることによる電動機の負荷イナーシアの増分  $\Delta J$  は (2) 式で示される。

$$\Delta J = m_o l_o^2 + m_i l_i^2 \quad \dots (2)$$

振動吸収装置のはりの長さ  $l_o$  とすると、本発明の駆動装置・負荷結合体は、振動吸収装置のおもりが取付部からみて電動機重心方向に設けられているため、 $l_o = l_i - l_o$  である。

第二の従来例の駆動装置・負荷結合体は、振動吸収装置のおもりと取付部が電動機重心から等距離に設けられているため、 $l_o = l_i$  である。従って、本発明の駆動装置・負荷結合体は、従来例と

比べて  $m_o$  同一の場合、 $m_o l_o^2 (2 l_i + l_o)$  の電動機負荷イナーシアの低減を図ることができる。

次に、振動吸収装置の振動低減作用について第 3 5 図ないし第 4 3 図を用いて説明する。第 3 5 図は第 3 4 図の駆動装置・負荷結合体の振動吸収装置を含まない場合の力学モデルを示し、第 3 6 図は第 3 4 図の駆動装置・負荷結合体の力学モデルを示し、第 3 7 図は第 3 4 図の駆動装置・負荷結合体の電動機速度制御部ブロック図を示し、第 3 8 図は第 3 5 図の機構モデルのトルク速度伝達特性を示し、第 3 9 図は第 3 8 図の伝達特性をもつ機構に要求されるフィルタ特性を示し、第 4 0 図は速度検出部の伝達特性を示し、第 4 1 図は振動吸収装置を用いない場合の第 3 7 図の A・B 間伝達特性を示し、第 4 2 図は振動吸収装置がある場合の機構モデルのトルク・速度伝達特性を示し、第 4 3 図は振動吸収装置を用いた場合の第 3 7 図の A・B 間伝達特性を示す。

第 3 4 図の駆動装置・負荷結合体は振動吸収装置無し、有りの場合、第 3 5 図、第 3 6 図に示す

力学モデルで表現できる。また、電動機速度制御回路は第 3 7 図に示すブロック図で表現できる。速度指令と速度出力の偏差を比例ゲイン倍した A 点トルク指令のその特定周波数成分をフィルタで遮断し、機構にトルク印加し、速度制御を行うものである。ここでは、近年の趨勢であるアナログ速度検出器を用いず位置検出パルスからアナログ速度変換を行い速度検出を行う方式を示している。速度制御比例ゲイン  $K$  が大きいほど制御系はその応答周波数を高めることができ、高速位置決め動作が可能になる。ここでは振動吸収装置無し、有りの場合につき、機構、フィルタ速度検出部の伝達特性から各々の比例ゲインの限界を調べることにする。

振動吸収装置無しの場合の力学モデル (第 3 5 図) について説明する。

電動機回転子イナーシア  $J_r$  ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )、おもり質量  $m$  ( $\text{kg}$ )、電動機回転軸からみた等価ねじり剛性  $k_\theta$  ( $\text{Nm/rad}$ )、電動機回転子角速度  $\omega_r$  ( $\text{rad/s}$ )、アーム先端の電動機回転軸からみた角速

度  $\omega_r'$  ( $\text{rad/s}$ )、電動機発生トルク  $T$  ( $\text{Nm}$ ) とし、粘性効果は微小のため無視すると (3) 式に示す運動方程式が成りたち、周波数領域 ( $S$  領域) で (4) 式に示すトルク、速度 (開ループ) 伝達特性が得られる。

$$\left. \begin{aligned} J_r \dot{\omega}_r + k_\theta \int (\omega_r - \omega_r') dt &= T \\ m l^2 \dot{\omega}_r' + k_\theta \int (\omega_r' - \omega_r) dt &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots (3)$$

$$G = \frac{\omega_r}{T} = \frac{S^2 + \frac{k_\theta}{m l^2}}{J_r S \left\{ S^2 + \frac{J_r + m l^2}{J_r m l^2} k_\theta \right\}} \quad \dots (4)$$

粘性項を考慮すると (5) 式の特長となる。

$$G = \frac{S^2 + 2 \xi_2 \omega_{A1} S + \omega_{A1}^2}{J_r S (S^2 + 2 \xi_1 \omega_{r1} S + \omega_{r1}^2)} \quad \dots (5)$$

ここで、減衰比  $\xi_1$ 、 $\xi_2$  は微小である。

本特性は第 3 8 図に示す特性であり、

$$\text{反共振角周波数: } \omega_{A1} = \sqrt{k_\theta / m l^2}$$

$$\text{共振角周波数: } \omega_{r1} = \sqrt{\frac{J_r + m l^2}{J_r m l^2} k_\theta}$$

である。

粘性効果が微小のため、共振点、反共振点におけるピークが鋭い。ここでは、指令値の応答周波数帯域における  $S/N$  比を高めるため、(6) 式に示す特性の低域通過フィルタ (第 39 図の特性をもつ) を用いる。

$$G_F(S) = \frac{1}{TS + 1} \quad \dots (6)$$

また、速度検出部はエンコーダ等位置検出器の位置検出パルス  $F/V$  変換器でアナログ変換する場合、(7) 式 (第 40 図参照) に示す伝達特性を示し、著しい位相遅れが生じる。(例えば、日本ロボット学会誌 7 巻 3 号 pp 254-259 図 4 参照。)

$$G_d(s) = s e^{-sL} \quad \dots (7)$$

ここで  $e^{-sL}$  は速度検出部の位相遅れ特性を近似するむだ時間要素である。

以上から第 37 図の駆動装置制御回路の A・B 間伝達特性は第 41 図に示すようになり、比例ゲイン  $K$  を乗じた  $\frac{K G_F G_d}{S}$  が制御系開ループ伝達

$$\left\{ \frac{k_\theta k_{\theta_1} (J_r + J_a + m l^2)}{J_r J_a m l^2} \right\} \quad \dots (9)$$

ここで

$$k_\theta / m l^2 = k_{\theta_1} / J_a \quad \dots (10)$$

となるような振動吸収装置を用いると (9) 式分母は  $S^2 = -k_\theta / m l^2$ ,  $-k_\theta (J_r + J_a + m l^2) / J_r m l^2$  なる極をもち、(9) 式は (11) 式のように簡略化され、

粘性項を付加すると (12) 式のように示され、

$$G = \frac{\omega_r}{T} = \frac{S^2 + \frac{k_\theta}{m l^2}}{J_r S \left\{ S^2 + \frac{(J_r + J_a + m l^2) k_\theta}{J_r J_a m l^2} \right\}} \quad \dots (11)$$

$$G = \frac{S^2 + 2 \xi_4 \omega_{A2} S + \omega_{A2}^2}{J_r S (S^2 + 2 \xi_3 \omega_{r2} S + \omega_{r2}^2)} \quad \dots (12)$$

ここで、減衰比  $\xi_3$ ,  $\xi_4 > \xi_1$ ,  $\xi_2$  である。

トルク・速度伝達特性は第 42 図のようになり、

関数を示すことから、 $\frac{G_F G_d}{S}$  の位相  $-180^\circ$

時のゲイン余裕が比例ゲイン  $K$  の設定可能な最大値となり、第 41 図に図示した伝達特性のゲイン余裕が比例ゲイン  $K$  の設定可能な最大値となる。

次に、振動吸収装置を取り付けた駆動装置・負荷結合体についてその特性を述べる。第 36 図にその力学モデルを示した。振動吸収装置は等価的に付加慣性 (イナーシャ  $J_a$ 、回転角速度  $\omega_r'$ )、ねじりばね (ばね定数  $k_{\theta_1}$ ) でモデル化した。運動方程式、トルク・速度伝達特性を (8)、(9) 式に示した。

$$\left. \begin{aligned} J_r \dot{\omega}_r + k_\theta \int (\omega_r - \omega_r') dt + k_{\theta_1} \int (\omega_r - \omega_r') dt &= T \\ m l^2 \dot{\omega}_r' + k_\theta \int (\omega_r' - \omega_r) dt &= 0 \\ J_a \dot{\omega}_r' + k_{\theta_1} \int (\omega_r' - \omega_r) dt &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots (8)$$

$$G = \frac{\omega_r}{T} = \frac{\left( S^2 + \frac{k_\theta}{m l^2} \right) \left( S^2 + \frac{k_{\theta_1}}{J_a} \right)}{J_r S \left\{ S^4 + \frac{J_a (J_r + m l^2) k_\theta + m l^2 (J_r + J_a) k_{\theta_1}}{J_r J_a m l^2} S^2 \right\}}$$

反共振角周波数  $\omega_{A2} (= \sqrt{k_\theta / m l^2})$ 、共振角周波数  $\omega_{r2} (= \sqrt{k_\theta (J_r + J_a + m l^2) / J_r m l^2})$  であり、振動吸収装置無しの場合 (第 38 図) と比べて共振角周波数の若干の向上 ( $J_a < J_r + m l^2$  のため) と、共振倍率の低減がみられる。共振倍率の低減により、第 37 図 A、B 間の伝達特性は第 43 図に示す結果となり、ゲイン余裕は第 41 図に示した場合と比べて著しく増大し、比例ゲインを著しく高めることができる。以上から振動吸収装置の高減衰性により、制御系の安定化、高応答周波数化をはかる作用があることが明らかになった。また、本発明の振動吸収装置は、片持ちはりにおもりを取り付ける構成であるため、おもりの質量、取付け位置を可変とすることにより、(8) 式で示す固有振動数調整は容易である。

次に、多方向の制振を可能にする振動吸収装置の構造と動作原理を第 44 図を用いて説明する。第 44 図は矢印 7a, 7b の二方向に振動する振動体に取り付け 12 を取り付け、取付け台の二面に先端におもり 16 の設けられた片持ちはり状高減衰

部材を設けたものであり、おもりに16の振動により高減衰部材根元で発生する並列力、回転モーメントが取付台を介して振動体に伝達され、各方向の制振作用を発生する。ここで、高減衰部材は、例えば金属板14a, 14bに介挿されたゴム15により構成されており、ばね定数kは主として金属板14a, 14bで定まり、粘性定数Cは主としてゴム15で定まる。

次に、圧電体を用いた高性能の振動吸収装置を演算を行うことなく実現する振動吸収装置の構成及び駆動方法を第45図ないし第54図を用いて説明する。第45図は圧電体を用いた振動吸収装置の斜視図を示し、第46図は圧電体の構成を示し、第47図は第46図の圧電体の両端力作用時の等価回路を示し、第48図は第46図の圧電体のインピーダンスの周波数特性を示し、第49図は第45図の振動吸収装置の力学モデルを示し、第50図は第49図の振動吸収装置の等価回路を示し、第51図は第45図の振動吸収装置の駆動回路を示し、第52図は第51図の駆動回路駆動

時の圧電体電流の時間変化を示し、第53図は第45図の振動吸収装置装着時の第34図の駆動装置・負荷結合体の機構伝達特性を示し、第54図は第45図の振動吸収装置装着時の第34図の駆動装置・負荷結合体を第37図の駆動回路により駆動時のA・B間伝達特性を示している。

第45図に示す振動吸収装置は、振動体に取り付けられた取付台12に圧電体17を介して先端におもりに16の設けられているはり18が結合されている。ここでは、圧電体17に中空穴が設けられており、取付台12, はり18とボルト締結されている例を示しているが、圧電体17は接着されている例でもよい。振動体11は矢印7の方向に振動し、この振動を低減することが本振動吸収装置の目的である。まず、第46図ないし第48図を用いて圧電体の構造及び特性について説明する。圧電体17の構成は、第46図に示すように、変形方向(矢印37)に分極された(分極方向矢印36)圧電セラミックス薄板35に対向電極34a, 34bが設けられ、電極間に電圧を印加すること

により、分極方向に変形(逆圧電効果)し、分極方向に力を印加することにより電極間に起電力が発生(圧電効果)する。歪εと印加電圧E(V/m)の間には(10)式の関係が成り立つ。

$$\epsilon = d_{33} E \quad \dots (10)$$

$d_{33}$  (m/V) は圧電セラミックスの厚み方向圧電定数である。電界E (= V/t, V: 印加電圧, t: 電極間距離) を大きくすることにより歪を大きくできるが、V大, t小とすることには絶縁耐圧、製造技術の点で限界があることから、第46図に示すように分極方向の異なる圧電セラミックス薄板を多層積層する圧電体がよく用いられる。この場合、層数nとすると歪量は(11)式で示され層数に比例する大きい変位δが同一の印加電圧が得られる。

$$\delta = d_{33} \frac{V}{t} \cdot n t = n d_{33} V \quad \dots (11)$$

圧電体の電気・機械結合系の特性を表現する圧電方程式をもとに「固体振動論の基礎」オーム社(昭57), pp138-142に記載のように

等価回路モデルを求めると第47図に示すように、電気機械結合系として示される。ここで、 $\phi$  (N/V) は電気機械結合特性を示す定数で力定数と呼ばれ、圧電体の周波数依存性のある等価ばね定数k、等価集中質量mは(12)式で示される。

$$k = \frac{\omega Z_0^D}{\sin(\eta^D h)}, \quad m = \frac{Z_0^D}{\omega} \tan\left(\frac{\eta^D h}{2}\right) \quad \dots (12)$$

ここで  $h = n t$ ,  $\eta^D = \omega / \sqrt{C_{33}^D / \rho}$   
 $Z_0^D = \sqrt{\rho C_{33}^D} A$ ,  $\rho$ : 密度,  $C_{33}^D$ : 縦弾性定数,  $\omega$ : 角周波数,  $A$ : 電極面積,  $F_1, F_2$ : 端面作用外力である。

ここで電圧印加時の電気機械結合部における印加電圧V, 発生力F, 電流i, 両端振動速度 $\dot{u}_1, \dot{u}_2$ とすると(13)式が成り立つ。

$$F = \phi V, \quad \dot{u}_1 + \dot{u}_2 = i / \phi \quad \dots (13)$$

電気エネルギー入力側端子A, B間の電氣的インピーダンスの周波数特性は第48図に示すようになり、共振周波数では電気インピーダンスが最小となり最大電流が流れ、電氣的に純抵抗となり、

(13)式により大きい振動速度で振動する。

次に、以上述べた圧電体を第45図に示す振動吸収装置に装着し、振動吸収装置を第34図に示す駆動装置・負荷結合体に適用した場合のモデルと駆動方法について第49図ないし第54図を用いて説明する。第34図に示す駆動装置は回転型であるが、圧電体軸線上で扱うと、力学モデルは第49図のように示される。本振動吸収装置は駆動装置・負荷結合体の特定周波数の振動を低減することが目的であるため、駆動装置、圧電体、はり+おもりを各々自由度モデルで表現した。このモデルを等価回路で表現すると第50図のように示される。駆動装置に印加される加振力は、機械系開放端子に加えられる力 $F$ として示されており、電気系へ(振動)電流 $i$ が流入し、圧電体の等価コンデンサ要素に充電され、式(14)に示す起電力 $V_0$ が発生する。これから、圧電体に流れ込む振動電流を打ち消す逆位相電流を圧電体側から流せば、振動を低減することができる。

$$V_0 = \frac{1}{C_e} \int i \, dt \quad \dots (14)$$

大きい抵抗 $R'$ を介してA・B間を短絡すると等価コンデンサ $C_e$ に充電されていた電荷が第52図の電流 $I$ で示す制振電流((18)式)としてA・B間開放時と反対方向に流れる。

$$I = \frac{V_0}{R} = \frac{1}{C_e R} \int i \, dt = i_{max} e^{-\frac{t}{C_e R}} \quad \dots (18)$$

ここで、 $R' (> R)$ なる抵抗を介して短絡したのは、放電電流が第50図で端子Eから端子A方向でなく大部分端子C方向に放電させるためである。従つて、(18)式における $C_e R$ なる時定数 $T$ 。の例えば三倍の周期で放電することにより、振動電流 $i$ の95%の逆位相電流 $I$ を放電させることができ、次に $3T$ 。の周期でA・B端子間を開放することにより $i_{max}$ の95%の充電をさせることができる。従つて、圧電体の両端子A、B間に抵抗 $R'$ を介して高耐圧FET 39と接続し、パルス発生器38から、例えば、 $3T$ 。：ハイレベル、 $3T$ 。：ローレベルの $6T$ 。周期の矩形パルスを送ることにより第52図に示すように、圧電体電流が減衰し、振動速度( $i/\phi$ )が減衰し

(8)で示した、振動体と振動吸収装置の固有振動数が一致している電氣的、機械的共振点で駆動されている場合、第50図のED間の等価コンデンサ $C_e$ と並列部の電氣的インピーダンス $Z_e$ は(15)式で示され、(16)式の関係が成りたつため純抵抗となる。

$$Z_e = R - \frac{1}{j\omega C_e} + \frac{Z_{e^*}}{\phi_2} = R \quad \dots (15)$$

$$-\frac{1}{j\omega C_e} + \frac{Z_{e^*}}{\phi_2} = 0 \quad \dots (16)$$

ここで、 $Z_{e^*}$ は第50図の機械系の機械インピーダンスであり(17)式で示される。

$$\left. \begin{aligned} Z_{e^*} &= \frac{k}{j\omega} + \frac{Z_1^* Z_2^*}{Z_1^* + Z_2^*} \\ Z_1^* &= j\omega(m + M_2') + \frac{K_2 M_2}{\frac{K_2}{j\omega} + j\omega M_2} \\ Z_2^* &= j\omega(m + M_1) + \frac{K_1}{j\omega} \end{aligned} \right\} \dots (17)$$

ここで、第51図に示すように抵抗 $R$ より十分

制振される。第52図において、振動電流 $i$ と逆位相の包絡線をもつ制振電流 $I$ を流すことが、上記の充放電駆動方法により実現できる。このような圧電型の振動吸収装置を第34図に示す駆動装置・負荷結合体に適用すると、機構伝達特性 $G$ はゴムを用いた振動吸収装置を用いた第42図から第53図に示すように改善され、第37図のA・B間伝達特性は第54図に示す結果となり、ゲイン余裕が大きくなり、第37図の比例ゲイン $K$ を大きくとることができる。従つて、圧電体を用いた振動吸収装置の駆動方法を用いることにより演算を行うことなく高性能の振動低減が可能になり、駆動装置・負荷結合体の高速位置決め動作が可能になる。

#### (実施例)

以下、本発明の第一の実施例を第2図ないし第15図及び第44図、第45図、第51図、第52図を用いて説明する。本実施例は、特に低減衰特性をもつ駆動装置・負荷結合体の振動低減をはかるのに有用な本発明の振動吸収装置の構成に



ついて述べる。

第 2 図は本発明の振動吸収装置の斜視図、第 3 図は第 2 図の説明図、第 4 図は第 3 図の高減衰部材除去体の説明図、第 5 図は第 3 図の取付部の説明図、第 6 図ないし第 8 図は第 3 図ないし第 5 図の振動吸収装置の曲げ一次固有振動数と振動吸収装置の寸法等パラメータとの関係図、第 9 図、第 10 図は第 4 図、第 3 図の装置の打撃加振時減衰特性図、第 11 図はバイモルフ形圧電素子を用いて構成した振動吸収装置の説明図、第 12 図は第 11 図の振動吸収装置の簡易力学モデル図、第 13 図は第 11 図の振動吸収装置の電気機械結合系としての構成を示す等価回路モデル図、第 14 図は第 13 図の等価回路モデルの電気系端子 A、B 間開放時の電気系等価機械系置換時の機械系モデル図、第 15 図は三方向振動吸収装置の斜視図、第 44 図は二方向振動吸収装置の斜視図、第 45 図は厚み振動圧電素子を用いた振動吸収装置の斜視図、第 51 図は圧電式振動吸収装置の駆動回路図、第 52 図は圧電式振動吸収装置の駆動原理図

より著しく低いことを利用して矢印 7 方向の曲げ一次固有振動数を振動体 11 の共振周波数と一致させることにより振動体 11 の振動の低減を図ることができる。次に本振動吸収装置の特性について述べる。第 3 図において、金属板厚さ  $2t_1$ 、高減衰部材、シム金属板厚さ  $t_2$ 、金属板張り出し距離  $l_0$ 、金属板幅  $b$ 、おもり（重量  $w$ ）取付距離  $l$  である。比較のために、高減衰部材、シム板の無い場合（第 4 図）、取付台のみの場合（第 5 図）につき、固有振動特性、及び、減衰特性を調べた。金属板、シム板としてリン青銅板を、高減衰部材としてブチルゴム（硬度 55、厚さ 5mm）を用いた場合の固有振動数と各形状パラメータの関係を第 6 図ないし第 8 図に示した。図中、高減衰部材あり（第 3 図）を実線で、高減衰部材無し（第 4 図）を破線で、取付台のみ（第 5 図）を一点鎖線で示した。第 6 図に 0.55 kg おもりが張り出し部中央に設けられた場合の固有振動数と金属板板厚の関係を示した。金属板板厚小の場合は高減衰部材剛性が金属板剛性より著しく小

明図を示している。

まず、第 2 図ないし第 10 図を用いて片持ちはり形振動吸収装置の基本構成及び特性例を述べる。まず第 2 図を用いて本振動吸収装置の基本構成を説明する。振動体 11 に装着された多面体よりなる取付台 12 に金属板 14a、14b がシム金属板 13 を介して結合されている。金属板 14a、14b 間にはゴム板等により構成された高減衰部材 15 が介挿されており、金属板 14a、14b 両側にはおもり 16a、16b がボルト締結されて設けられている。本振動吸収装置は第二の従来例で示されている片持ちはり形振動吸収装置と比べて、(1) 多面体からなる取付台に金属板が取り付けられているため、複數面に金属板設置が可能であり、(2) おもり 16a、16b が互いにねじ締結連結されているため、ゴム等高減衰部材設置に接着剤を用いる必要が無い、という利点がある。また、おもり 16 はざぐり穴とねじ穴が設けられており、おもりの連結を容易としている。本振動吸収装置は矢印 7 方向の曲げ剛性が他方向の剛性

くはないため、高減衰部材設置時には剛性向上による固有振動数の向上がみられるが、金属板板厚 5mm 以上では高減衰部材剛性が金属板剛性より著しく小さいため、高減衰部材の有無による固有振動数の差異は殆んど無い。また、取付台（第 5 図）固有振動数（取付ボルトせん断剛性等による）が低い場合、図示（ $2t_1 \geq 8mm$ ）のように金属板板厚を増加させても振動吸収装置の固有振動数が増加しなくなる。取付台を高剛性化することにより、金属板板厚 8mm 以上で振動吸収装置の固有振動数をより高くすることが可能である。第 7 図に本振動吸収装置の固有振動数とおもり取付位置の関係を示したが、おもりを取付台近くに配置することにより、固有振動数が高くなる傾向を示している。第 8 図に本振動吸収装置の固有振動数とおもり重量の関係を示したが、おもり重量を大きくすることにより固有振動数が低下する傾向を示している。これから、本振動吸収装置は、金属板板厚、高減衰部材厚が一定の場合でもおもり重量、おもり取付位置を変えることにより固有振

動数調整を行うことができる。これは、振動体の機差等による固有振動数のばらつきに対処することを容易にする利点がある。次に、第4図、第3図のおもり打撃加振（図中白矢印）時のおもり加速度の時間変化を第9図、第10図に示した。これから、高減衰部材無し時には減衰比 $\delta = 0.065$ であつたものが、高減衰部材有り時には、減衰比 $\delta = 0.221$  となり著しく高減衰化される。

減衰効果を更に高めるため、高減衰部材としてバイモルフ形圧電素子を用いた場合の例を第11図に示した。バイモルフ形圧電素子は弾性体18の両面に白矢印（19a, 19b）方向に分極された圧電素子17a, 17bが貼り合わされた構成となつており、取付台12との結合部には穴が空けられており、ボルト締結されている。バイモルフ形圧電素子には、おもり16が絶縁層（図示せず）を介して第2図と同様に設置されており、圧電素子17a, 17bは曲げ振動時に同一極性の電圧を発生するように図示の極性及び電極端子構成となつている。第11図のバイモルフ形圧電

素子を用いて構成される振動吸収装置の力学モデルを第12図に示した。圧電素子はばね定数 $k$ の両端に質量をもつモデルとして示されることから、その質量におもり、取付台等価質量の付加された第12図のモデルで示される。横振動するバイモルフ形圧電素子の等価回路モデルは第13図のように示され、振動体の振動作用力 $\tilde{F} (= F e^{j\omega t})$ により、電極端子間に発生する電圧を第51図に示す回路で開放・短絡することにより、第52図に示すような振動電流 $i$ と逆位相の制振電流 $I$ を圧電素子に印加することにより著しい振動減衰効果を持たせる。第13図の等価回路モデルの電気系を等価機械系モデルに書き換えると第14図のようになる。振動作用力 $\tilde{F}$ により圧電素子に流れる振動電流 $i$ は(19)式で示される。

$$i = (\dot{u}_1 - \dot{u}_2) \phi \quad \dots (19)$$

$$\dot{u}_1 - \dot{u}_2 = \frac{\tilde{F}}{Z_1^* + \frac{Z_2^* Z_3^*}{Z_2^* + Z_3^*}} \cdot \frac{Z_3^*}{Z_2^* + Z_3^*} \quad \dots (20)$$

ここで、

$$Z_1^* = j\omega m, \quad Z_2^* = R\phi^2 + \frac{k}{j\omega} + \frac{\phi^2}{j\omega C_0}$$

$Z_3^* = j\omega M$ である。

このような振動吸収装置の構成とすることにより、能動的な振動吸収が可能になるため、第52図に示すように急速に振動の低減を図ることが可能になる。第51図の回路で圧電素子両端子を断続的に開放・短絡する周期は、圧電素子の静電容量 $C_0$ 、抵抗 $R$ から定まる時間定 $\tau (= C_0 R)$ の三倍以上であれば振動電流の95%以上の制振電流振幅とすることができ、十分な制振効果をうるることができる。 $C_0$ 、 $R$ 値の特性例を表1に示した。

表 1

(日本特殊陶業IT-11111, 20°C, 3kHzでの測定結果)

項 目	記 号	デ ー タ
寸 法	長さ 厚さ $R_0 \times (2t_1 + t_2)$	$40 \times (0.42 + 0.1) \text{mm}$
静電容量	$C_0$	$0.062 \mu\text{F}$
抵 抗	$R$	$23 \Omega$
時定数	$\tau (= C_0 R)$	$1.43 \mu\text{S}$

これから、 $3\tau = 4.29 \mu\text{S}$  となり、233 kHzの周波数で電極間をオン・オフすることにより、充分な充放電が可能であることを示しており、第52図で高々100 Hz以下の振動に対しては、ほぼ振動電流 $i$ と逆位相な制振電流 $I$ を発生させることができ、振動体の急速な振動減衰を可能にする。このように高減衰部材としてバイモルフ形圧電素子を用いた場合を示したが、第45図に示すように金属板18と取付台12の間に厚み振動形圧電素子17を設けることによつても実現できる。また、多面体よりなる取付台12の複數面に片持ちはりを設置することにより、二方向

振動吸収装置（第44図）、三方向振動吸収装置（第15図）を実現することができる。通常振動体11は共振周波数において、複数方向に振動すねモードで大振幅振動することが多いため、複数方向振動吸収装置を装着することにより、振動体の効果的な制振が可能になる。

次に、本発明の第二の実施例につき、第1図、第16図ないし第29図及び第37図を用いて説明する。本実施例は本発明の第一の実施例で述べた振動吸収装置が装着された駆動装置・負荷結合体の構造及び駆動装置のサーボ特性について述べる。第1図は、本発明の振動吸収装置を装着した一軸アーム装置の斜視図、第16図は一軸アーム装置の斜視図、第17図は直接駆動回転形電動機の縦断面図、第18図ないし第20図は各々第37図に示す制御回路を第16図の一軸アーム装置の電動機速度制御に適用した場合のC・B間伝達特性図、A・B間伝達特性、A・C間伝達特性図、第21図は第16図に示す一軸アーム装置の一次共振周波数 $f_{1r}$ における振動モード図、第

22図、第23図は第16図に示す一軸アーム装置への振動吸収装置の装着構成図、第24図、第25図は、第22図もしくは第23図の一軸アーム装置において、振動吸収装置固有振動数が一軸アーム装置共振周波数 $f_{1r}$ 、反共振周波数 $f_{1a}$ と一致する場合のサーボ系A・B間（第37図）伝達特性図、第26図ないし第29図は第16図に示す一軸アーム装置への複数振動吸収装置取付構成図、第37図は駆動装置速度制御ブロック図を示している。

まず、第16図を用いて本実施例の説明中で振動吸収装置装着の効果について述べる駆動装置・負荷結合体の構成について述べる。ベース2に駆動装置の一例として本実施例で用いる直接駆動回転形電動機1の固定子1bが結合されており、回転子1aには先端に負荷4の設けられたアーム3が結合されており、回転子1aの下部には衝撃部材9の結合された衝撃部材取付部材5が溶接等により一体化されている。ベース2にはストツバ10が結合されており、第300°程度の限定さ

れた動作範囲内でアームが回転動作を行うようにオーバラン動作を行つた時はオーバランセンサ（図示せず）によりオーバラン検出を行い、更に行き過ぎ動作を行つた時、衝突部材9とストツバ10が当接し、動作を強制停止させる。第16図における直接駆動回転形電動機1の構造を第17図を用いて説明する。電動機固定子1b、回転子1aは一对の軸受で支持されており、電動機固定子1bには磁性材料よりなる極21にコイルが巻回されており、電動機回転子1a内周には永久磁石20が設けられており、コイルに通電することにより電動機固定子・回転子間に磁気回路が形成され、フレミングの左手の法則により、電動機回転子1aが電動機固定子1bに対して相対回転（方向矢印8）する力が発生する。第16図に示す一軸アーム装置の電動機1を第37図の電動機制御回路により駆動する場合のサーボ特性につき第18図ないし第21図を用いて説明する。第37図において速度検出部特性 $G_v$ は第40図で示されるとする。第37図に示す電動機制御回路

において、機構伝達特性 $G$ を知ることにより、機構の共振特性を知ることができるが、本一軸アーム装置ではアナログ速度検出器は用いず位置検出パルスを周波数・電圧変換（F/V変換）することにより速度検出する構成となつているため、C・B間伝達特性 $G \cdot G_v$ を検出することにより機構特性を調べることにした。第18図はその特性を示しており、 $f_{1r}$ 、 $f_{2r}$ の二個の共振周波数が測定周波数範囲内にあらわれている。位相が $-180^\circ$ 以下となる周波数 $f_c$ は、 $f_{1r} < f_c < f_{2r}$ であるため、二次共振ピークはノッチフィルタにより遮断し、全体のS/N比を高めるために帯域周波数 $T^{-1}$ の低域通過フィルタ作用をあわせ持つフィルタ（特性図第20図）を第37図回路におけるフィルタ特性ブロック $G_F$ として用いると、A・B間伝達特性 $G_F G \cdot G_v$ は、第19図に示すようになり、位相 $-180^\circ$ となる周波数 $f_c$ におけるゲイン余裕は図示のように示される。このゲイン余裕は第37図に示す速度制御回路における比例ゲイン $K$ 設定可能最大値を示しており、

この値を大きくとることにより一軸アーム装置の指令に対する高速追従動作が実現可能となる。しかるに第19図ではこのゲイン余裕は周波数 $f_{ir}$ における共振ピークにより狭められておりあまり大きい値となっていない問題がある。そこで、一軸アーム装置の一次共振を振動吸収装置を用いて機械的に低減することを考える。第21図は一次共振周波数 $f_{ir}$ における一軸アーム装置の回転方向の振動モードを示している。一次共振周波数において、電動機はアーム支持部材の倒れを伴う回転方向振動を起こしている。また、第18図、第19図の特性を示す位置検出器は、第17図に示すように、電動機下部に設けられていることから、電動機下部の衝突部材取付部材に振動吸収装置を装着することを検討する。第22図、第23図は、衝突部材取付部材に半径方向、上、下方向に振動吸収装置長手方向が一致するように電動機回転方向振動吸収装置を設けたものである。第24図は第22図もしくは、第23図の振動吸収装置固有振動数を一軸アーム装置の一次共振周波数 $f_{ir}$ 、

低域通過フィルタ遮断周波数 $T^{-1}$ と一致)以下にある場合、速度制御系閉ループ特性におけるゲインの落ち込み(閉ループ特性における位相の著しい遅れ)がおり、位置制御系帯域幅を決める問題が生じるが、反共振周波数と固有振動数の一致する振動吸収装置を設けることにより、位置制御系帯域幅の拡大を図ることが可能になる。この問題については第三の実施例の説明において、実例を挙げて説明する。

次に、複数の振動吸収装置を用いて制振を図る例を第26図ないし第29図を用いて説明する。第26図は一軸アーム装置の衝突部材取付部材に二ヶの電動機回転方向振動吸収装置を設けた装置を示している。各振動吸収装置の固有振動数を一軸アーム装置の反共振周波数 $f_{ra}$ 、共振周波数 $f_{ir}$ と一致させることにより、第37図のA・B間の伝達特性が第27図のようになり、反共振点、共振点両方の共振倍率を低減させることが可能となっている。また、複数の共振点がある場合、各共振点と合致する振動吸収装置を用いることによ

一次反共振周波数と一致させた時の第37図のA・B間の伝達特性を示したものである。図中破線は振動吸収装置無し時の特性を示している。これから、振動吸収装置はその固有振動数を共振周波数、もしくは、反共振周波数と一致させることにより共振倍率低減と位相変化をなめらかにする作用があり、特に、共振周波数と一致させた場合、

(第24図)は振動吸収装置無しの場合(第19図)と比して著しいゲイン余裕の増大が可能になる。ちなみに、D・Dモータを用いて700mmのアーム(先端6kg負荷)に第2図の振動吸収装置を用いて試験したところ、第22図の構成では6dB(二倍)、第23図構成では、4dB(1.6倍)のゲイン余裕増大効果がみられた。また、第11図、第45図に示した圧電形振動吸収装置を用いることにより、共振周波数における共振倍率を著しく低減することが可能になり、更に、ゲイン余裕の増大(比例制御ゲインの増大)を図ることが可能となり、高速位置決め動作が可能になる。また、反共振周波数が速度制御系帯域幅(ほぼ、

り、振動低減効果が増大する。また、単一共振周波数と合致する振動吸収装置を複数個設けることによつて、共振周波数における共振倍率を低減し、制御系のゲイン余裕を増大させることが可能になる。また、第28図、第1図のように振動吸収装置をそのおもりが取付台より電動機重心近くとなるように配置することにより、電動機の負荷イナーシャを著しく増大させることなく効果的な制振が可能になる。第29図は複数方向の振動を低減するように二方向振動吸収装置(上下方向、回転方向)を電動機の上部に設けた。このような構成とすることにより、複数方向に大振幅振動する共振を抑えることが可能になる。

次に、本発明の第三の実施例を第30図ないし第33図を用いて説明する。本実施例は、第一の実施例で述べた振動吸収装置を複数の駆動装置により駆動される多輪機構に適用した例として水平多関節形直接駆動ロボットについて述べる。第30図は水平多関節形直接駆動ロボットの斜視図、第31図は本振動吸収装置無し時の一軸用直接駆

動電動機の第37図におけるA・B伝達特性図、第32図は本振動吸収装置ありの時の一軸用直接駆動電動機のA・B間の伝達特性図、第33図は本振動吸収装置がある時の一軸用直接駆動電動機のD・B間の伝達特性図を示す。まず、本ロボットの構成について、第30図を用いて説明する。本ロボットは、第一アーム24と、第二アーム26をそれぞれ直接駆動電動機23と25により直接駆動する構成で、手首軸（スプライン軸）28は、上、下軸駆動電動機30の回転動力をベルト（図示せず）を介してボールねじ軸27に伝達し、それと螺合するボールねじナットと結合されているブラケット33と共に上、下方向へ駆動し、更に、手首回転軸駆動電動機31により減速機32、ベルト（図示せず）を介して回転駆動する構成となつている。スプライン軸28はブラケット33に対して回転自由に支持されており、その下端に工具29が取り付けられており、工具29は、例えば、負荷体の着脱動作を行い、ロボットの一、二軸及び上、下軸駆動電動機23、25、

30により工具29の位置決め動作を行い、手首回転軸駆動電動機31により工具29の姿勢決め動作を行うことにより所望の負荷体移載作業を実現することが可能となる。この移載動作は高速動作が要求され、特に、水平面内での位置決め動作に関与する一、二軸用直接駆動電動機23、25の高速動作が要求される。それを実現するには第37図に示す電動機駆動回路で、比例制御ゲインを高くとることが不可欠であり、A・B間伝達特性におけるゲイン余裕の増大が不可欠である。まず、第30図に示すロボットにおいて振動吸収装置を装着しない場合の一軸用直接駆動電動機のA・B間伝達特性を第31図に示した。これから、ゲイン余裕を定めているのは二次共振だが、速度制御系帯域幅設定値（低域通過フィルタ遮断周波数 $T^{-1}$ とほぼ同一）以下に一次の反共振、共振があり、第37図D・B間の閉ループ速度伝達特性をみると第33図破線に示すように著しい谷と山がみられ、速度制御系帯域幅は谷の周波数 $f_{B1}$ で制約されている。そこで、下記の原則に沿つて振

動吸収装置を設けることにした。すなわち、

- (1) 速度制御系帯域幅以下の共振周波数、反共振周波数の固有振動数を有する振動吸収装置を設置、
- (2) 速度制御系帯域幅以上でノッチフィルタを用いることにより充分な速度比例制御ゲインが得られない共振周波数の固有振動数をもつ振動吸収装置を設置

この原則に沿うと、第31図の周波数 $f_{1A}$ 、 $f_{1r}$ 、 $f_{2r}$ 、 $f_{3r}$ 対応の振動吸収装置を設ける必要がある。図示はしないが、各次数の共振は下記振動モードを示す。

- (1) 一次：第一アームの曲げ  $f_{1A}$ 、 $f_{1r}$
- (2) 二次：二軸電動機の倒れ  $f_{2r}$
- (3) 三次：一軸電動機上部の旋回  $f_{3r}$

そこで、一次モード対応の振動吸収装置6a、6bを一軸電動機部に設け、二次モード対応の振動吸収装置6dを二軸電動機上部に設け、三次モード対応の振動吸収装置6cを一軸電動機上部に設けた。その結果、一軸用直接駆動電動機のA・

B間伝達特性は第32図のようになり、振動吸収装置無しの場合（第31図）と比してゲイン余裕の著しい増大、第33図における速度閉ループ伝達特性における帯域幅 $f_{B2}$ の $f_{B1}$ と比しての著しい向上がみられ、速度制御系（第37図）の比例制御ゲインの著しい向上による高速動作の実現が可能になることがわかった。

#### 〔発明の効果〕

本発明は、以上説明したように構成されているので以下に記載されるような効果を奏する。

- (1) 振動吸収装置の取付台よりおもり駆動装置重心近くに配置することにより、駆動装置の負荷イナーシャを著しく増大させることなく効果的な振動吸収を行うことができる。
- (2) 振動吸収装置を取付台の複数面に片持ちはり状高減衰部材を設けて構成することにより、振動体の複数方向の振動吸収を同時に行うことができる。
- (3) 振動吸収装置の高減衰部材を圧電素子を用いて構成し、その時定数の三倍以上の周期でその

端子間を断続的に開放・大抵抗を介して短絡することにより、速やかに振動吸収を行うことができる。

- (4) 駆動装置・負荷結合体の振動吸収を本振動吸収装置を用いて行う場合に、駆動装置速度制御帯域幅以下の共振・反共振周波数、及び帯域幅以上でノッチフィルタで遮断できない共振周波数と一致する固有振動数の振動吸収装置を振動モードの大振幅位置に設けることにより、駆動装置・負荷結合体の速度比例制御ゲインの向上、速度制御系帯域幅の拡大が可能になり、その高速動作が可能になる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例の振動吸収装置の装着された駆動装置・負荷結合体の斜視図、第2図は本発明の振動吸収装置の斜視図、第3図は第2図の説明図、第4図は第3図の振動吸収装置において高減衰部材無しの場合の説明図、第5図は取付台の説明図、第6図ないし第8図は振動吸収装置の固有振動数と形状パラメータの関係図、第9

16図の駆動装置・負荷結合体にその一次共振周波数、一次反共振周波数と一致する二つの振動吸収装置設置時の側面図、第27図は第26図の駆動装置・負荷結合体の駆動装置駆動回路である第37図のA・B間伝達特性図、第28図は第16図の駆動装置・負荷結合体に、おもりが取付台より駆動装置重心近くに設けられた複数の振動吸収装置設置時の側面図、第29図は第16図の駆動装置・負荷結合体に二方向振動吸収装置設置時の側面図、第30図は水平多関節形直接駆動ロボットの斜視図、第31図は第30図のロボットにおいて振動吸収装置無時の一軸直接駆動電動機の駆動回路である第37図であるA・B間伝達特性図、第32図は第30図のロボットの一軸直接駆動電動機の駆動回路である第37図A・B間伝達特性図、第33図は第30図のロボットの一軸直接駆動電動機の駆動回路である第27図D・B間伝達特性図、第34図は簡易一軸アーム装置の斜視図、第35図は第34図において振動吸収装置無時の力学モデル図、第36図は第34図の力学モデル

図、第10図は第4図、第3図の装置の減衰特性図、第11図はバイモルフ形圧電素子を用いた振動吸収装置の説明図、第12図は第11図の振動吸収装置の簡易力学説明図、第13図は第11図の振動吸収装置の等価回路モデル図、第14図は第13図の等価回路モデルの等価機械系モデル図、第15図は本発明の三方向振動吸収装置の斜視図、第16図は駆動装置・負荷結合体構造例を示す斜視図、第17図は第16図の駆動装置の縦断面図、第18図ないし第20図は第16図の駆動装置・負荷結合体の駆動装置駆動に第37図の回路を用いた場合のC・B間、A・B間、A・C間伝達特性図、第21図は第16図の駆動装置・負荷結合体の共振周波数 $f_{1r}$ における振動モード図、第22図、第23図は第16図の駆動装置・負荷結合体に単一振動吸収装置設置の側面図、第24図、第25図は、第22図もしくは第23図において各々振動吸収装置の固有振動数が一次共振周波数、一次反共振周波数一致時の駆動装置駆動回路である第37図のA・B間伝達特性図、第26図は第

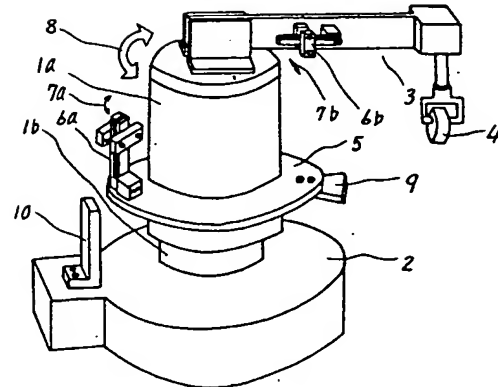
図、第37図は第34図の電動機制御回路ブロック図、第38図は第37図における振動吸収装置無時の一軸アーム装置の機構伝達関数Gの周波数特性図、第39図は第37図におけるフィルタ伝達関数 $G_F$ の周波数特性図、第40図は第37図における速度検出部伝達関数G<sub>v</sub>の周波数特性図、第41図は振動吸収装置無時一軸アーム装置の電動機駆動回路である第37図A・B間伝達関数の周波数特性図、第42図は振動吸収装置有り時の一軸アーム装置の機構伝達関数Gの周波数特性図、第43図は振動吸収装置あり時の一軸アーム装置の電動機駆動回路である第37図A・B間伝達関数の周波数特性図、第44図は二方向振動吸収装置の斜視図、第45図は厚み振動形圧電素子を用いて振動吸収装置の斜視図、第46図は厚み振動形圧電素子の斜視図、第47図は厚み振動形圧電素子の力学モデル図及び等価回路モデル図、第48図は厚み振動形圧電素子のインピーダンスの周波数特性図、第49図は駆動装置に圧電形振動吸収装置装着時の力学モデル図、第50図は第

49図の等価回路モデル図、第51図は圧電形振動吸収装置駆動回路図、第52図は第45図の圧電形振動吸収装置の動作原理説明図、第53図は第45図の圧電形振動吸収装置設置時の第34図の一軸アーム装置の機構伝達関数の周波数特性図、第54図は第45図の圧電形振動吸収装置設置時の第34図の一軸アーム装置における電動機駆動回路第37図のA・B間伝達特性図である。

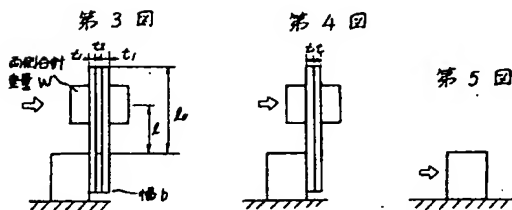
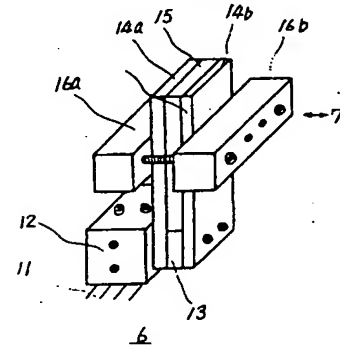
1…直接駆動電動機、2…ベース、3…アーム、4…負荷、5…衝突部材取付部材、6…振動吸収装置、7…振動吸収装置制振方向、8…電動機回転方向、9…衝突部材、10…ストッパ、11…振動体、12…取付台、13…シム金属板。

代理人 弁理士 小川 勝男

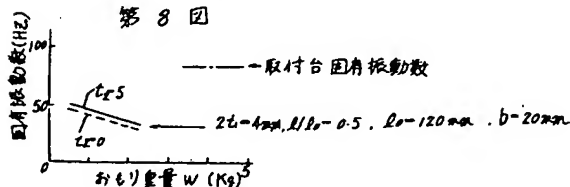
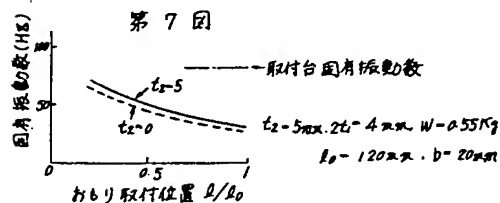
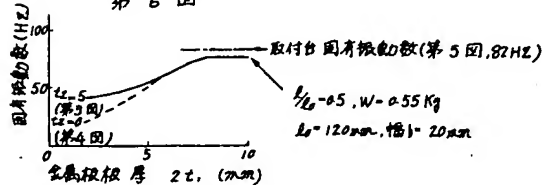
第 1 図



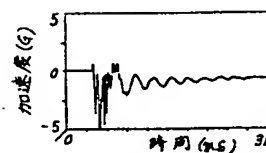
第 2 図



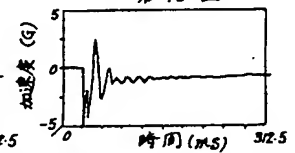
第 6 図



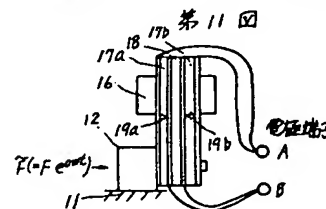
第 9 図



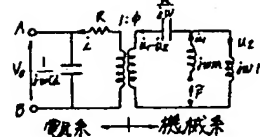
第 10 図



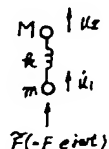
$b=20\text{mm}$ ,  $L=5\text{mm}$ ,  $L_0=120\text{mm}$ ,  $W=0.55\text{Kg}$ ,  $L_0/L=0.5$ ,  $Z=0.065$ ,  $3=0.221$



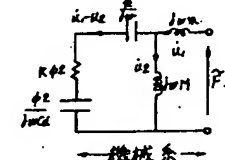
第 13 図

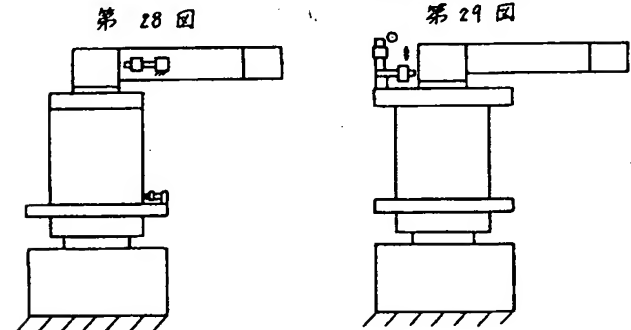
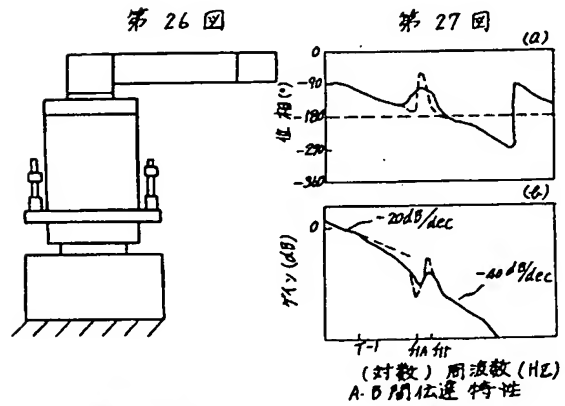
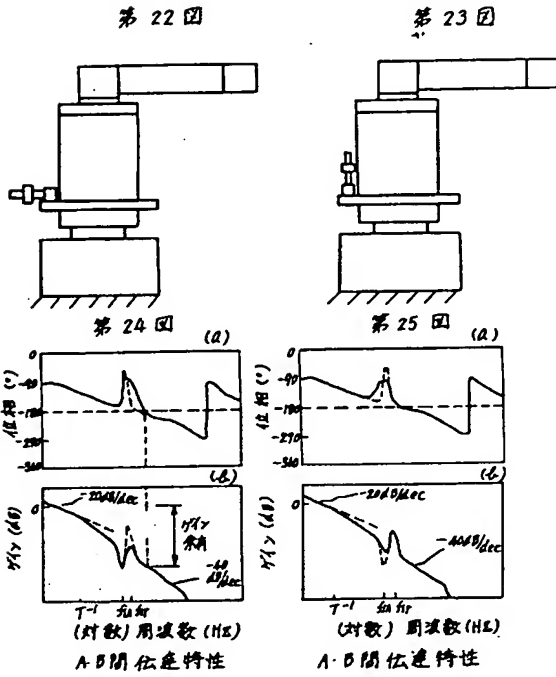
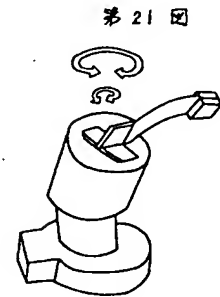
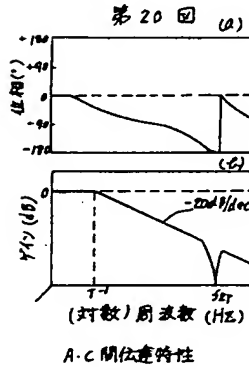
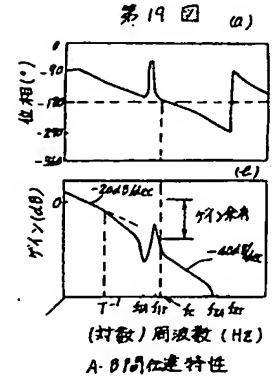
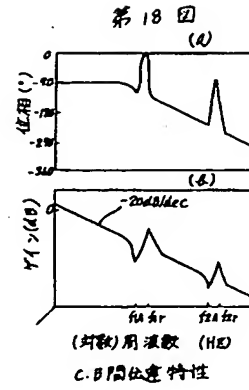
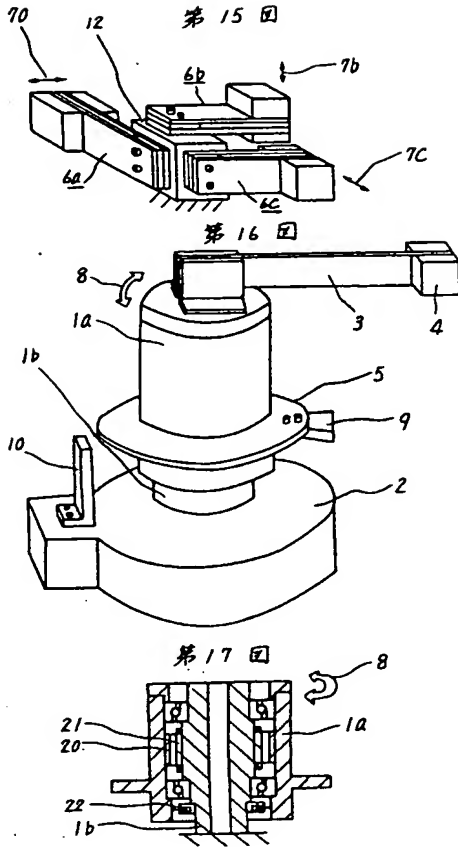


第 12 図



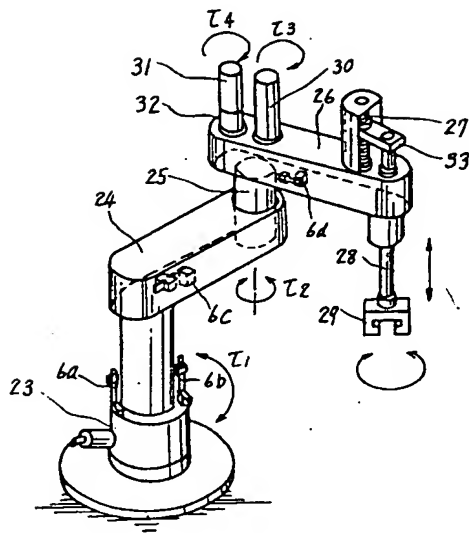
第 14 図



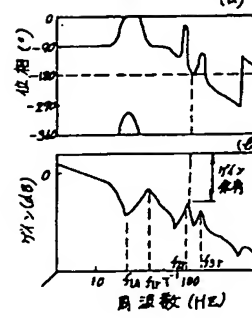




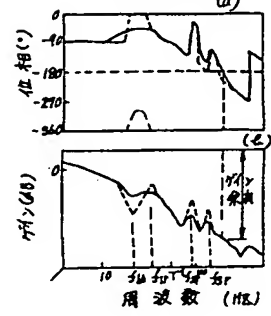
第 30 図



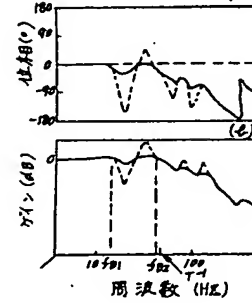
第 31 図



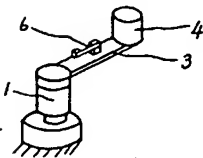
第 32 図



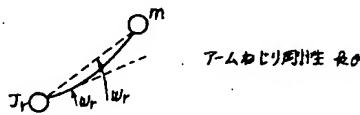
第 33 図



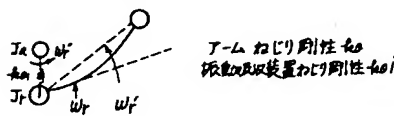
第 34 図



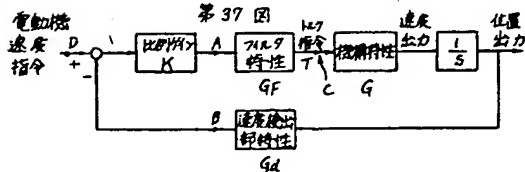
第 35 図



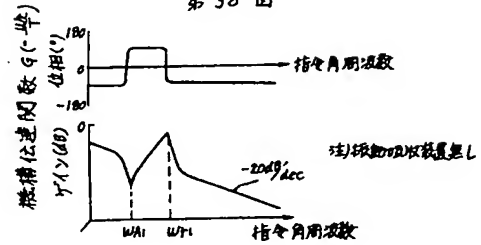
第 36 図



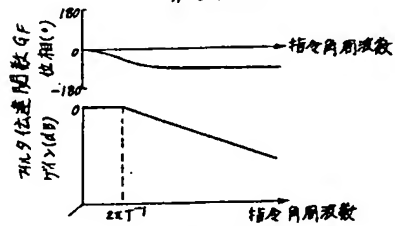
第 37 図



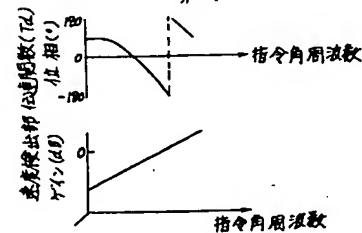
第 38 図



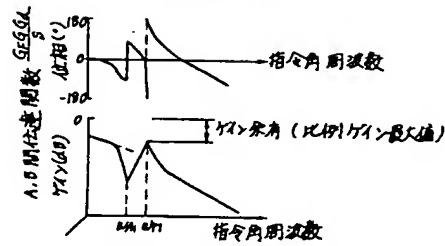
第 39 図



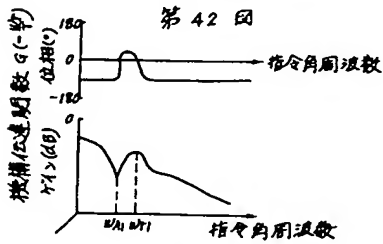
第 40 図



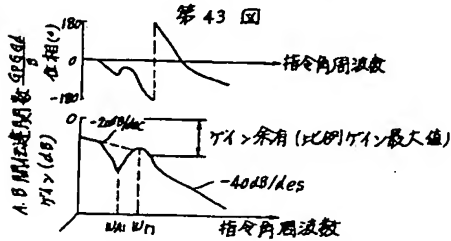
第 41 図



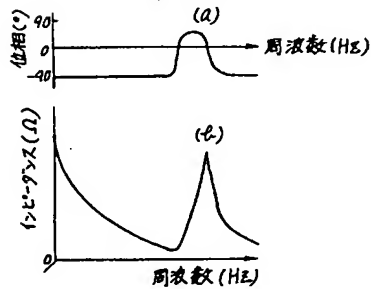
第 42 図



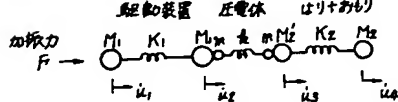
第 43 図



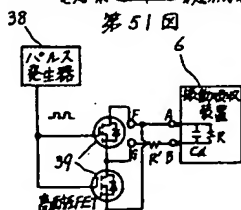
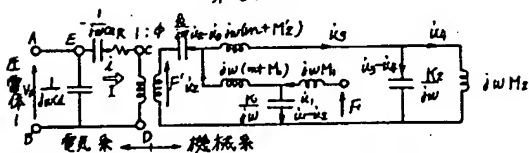
第 48 図



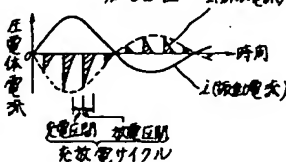
第 49 図



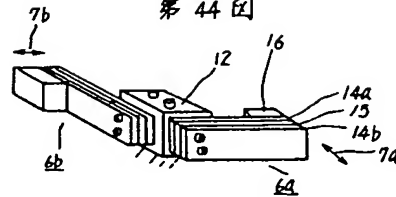
第 50 図



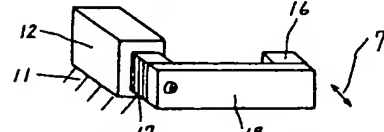
第 52 図



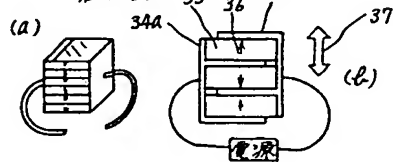
第 44 図



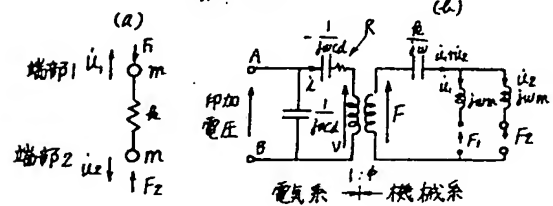
第 45 図



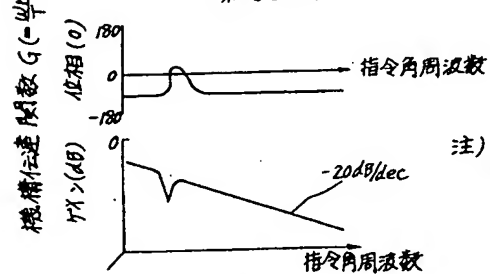
第 46 図



第 47 図

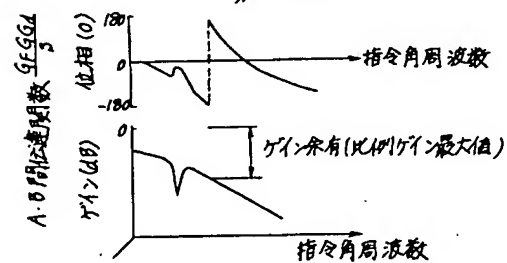


第 53 図



注) 圧電型  
振動吸収装置  
有り

第 54 図



第 1 頁の続き

②発 明 者      小      林

勝      栃木県下都賀郡大平町富田800番地    株式会社日日立製作  
所    栃木工場内